تحلیل دوبعدی انتقال حرارت مزدوج پایا و آرام در یک محفظهٔ مربعی‌شکل حاوی بلوک متخلخل *

(یادداشت پژوهشی)

محسن نظری[۱]　　هادی گریوانی[۲]　　صادق تفکر[۳]

چکیده *در این مقاله به بررسی انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد مزدوج در داخل یک محفظهٔ بسته حاوی بلوک متخلخل با چیدمان دل‌خواه موانع مربعی با ضریب هدایت حرارتی مشخص پرداخته می‌شود. انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در محفظه با تغییرات عدد رایلی، تعداد موانع مربعی، تغییر چیدمان موانع و هم‌چنین نسبت تخلخل بلوک متخلخل موردمطالعه قرار می‌گیرد و پارامترهای مؤثر بر انتقال حرارت بررسی می‌شوند. عدد ناسلت به‌عنوان معیار انتقال حرارت نیز روی دیواره‌های محفظه به‌دست آمده و اعتبارسنجی مناسب ارائه شده است. در این مقاله چگونگی بهبود انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در یک محفظهٔ حاوی بلوک‌های رسانا تحت اثر تغییرات عدد رایلی، نسبت تخلخل، ابعاد و تعداد بلوک‌ها بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهد که تغییر تعداد موانع داخل بلوک متخلخل، نسبت تخلخل و هم‌چنین چیدمان آنها در داخل بلوک متخلخل اثر کمتری درمقایسه‌با تغییرات عدد رایلی در محفظهٔ متخلخل دارند. بااین‌وجود، باافزایش تعداد موانع هادی در داخل محفظهٔ بسته، عدد ناسلت کاهش یافته است.*

واژه‌های کلیدی نسبت تخلخل، انتقال حرارت مزدوج، محفظهٔ متخلخل.

Two Dimensional Analysis of Steady, Laminar Conjugate Heat Transfer in Squared Cavity Containing Porous Blocks

M. Nazari　　H Gerivani　　S. Tafakkor

Abstract *In this paper, free convection heat transfer is completely analyzed in a closed cavity containing internal conducting blocks with arbitrary arrangement. Free convection heat transfer in the cavity is studied according to the variations of Rayleigh number, number of conducting blocks, arrangements of blocks and the porosity. The overall Nusselt number as a criterion of heat transfer is reported on the walls of the cavity. The obtained results show that the thermal effects of porosity and the arrangements of blocks in the cavity are less than the effects of Rayleigh number. However, increasing the number of blocks inside the cavity leads to a decrease in the overall Nusselt number.*

Key Words Porosity, Conjugate heat transfer, Porous cavity

✶تاریخ دریافت مقاله ۹۴/۸/۱۴ و تاریخ پذیرش آن ۹۴/۱۱/۲۴ می‌باشد. DOI: 10.22067/fum-mech.v29i1.51189

(۱) نویسندهٔ مسئول: دانشیار دانشکدهٔ مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود. mnazari@shahroodut.ac.ir

(۲) دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود.

(۳) کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت.

مقدمه

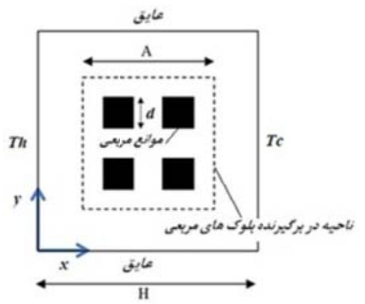
امروزه بررسی و تحلیل عـددی و آزمایشـگاهی انتقـال حرارت جابه‌جایی آزاد در پدیده‌های روزمره و صنعت از اهمیت زیادی برخوردار است. دانشمندان زیادی نیز از گذشته تا حال به این موضوع توجه نموده‌اند. بـرای مثال می‌توان به مطالعات رفای و ویوانویچ [1] بـرروی اثر منابع حرارتـی بـر نـرخ انتقـال حـرارت در پدیـدهٔ جابه‌جایی آزاد در یک محفظه که با هوا پر شده اسـت اشاره کرد. درزمینه مخازن خنک‌کنندهٔ آب و پدیده‌های انتقال حرارت جابه‌جـایی آزاد در آن نیـز مـی‌تـوان بـه تحقیقات آزمایشگاهی نلسـون و همکـاران [2] اشـاره نمود. کاربردهای مهندسی انتقال حـرارت جابـه‌جـایی آزاد نیز بسـیار حـائز اهمیـت اسـت کـه ازجملـهٔ آنهـا می‌توان به کلکتورهای خورشیدی، طراحـی تجهیـزات خنک‌کننده، انتقال حرارت در پنجـره‌هـای دوجـداره و بهینه‌سازی مسائل مهندسی اشاره کرد. مطالعات درمورد جابه‌جایی طبیعی در محفظهٔ بسته حاوی مادهٔ متخلخـل دارای کاربردهای مهمی در حوزهٔ مهندسی است کـه از آن جمله می‌توان به طراحی مبدل‌های حرارتی، بررسی آلاینده‌های زیرزمینی، ذخایر غلات، سیستم‌های زمـین گرمایی، استخراج نفت، ذخایر پس‌ماندهـای هسـته‌ای، طراحی بهینهٔ مشعل‌ها و رشد کریستال‌ها در مایع اشاره کرد. از اوایل قـرن بیسـتم، مطالعـه و بررسـی درمـورد جابه‌جایی آزاد موردتوجه محققان قرار گرفت. هم‌چنین از اوایل دههٔ هفتاد، تحقیقات تجربی و نظری زیادی در ایـن‌بـاره انجـام گرفتـه اسـت. نتـایج حاصـل از ایـن تحقیقات در مقالهٔ داویس [3] درمورد جریان سیال آرام در محفظهٔ مربعی ارائه شده است. نتایج مهمـی کـه در مراجع [4-9] ارائـه شـده اسـت در ارتبـاط بـا مسـائل جابه‌جایی آزاد در محفظهٔ مستطیلی متخلخل می‌باشـند. در مقالهٔ بایتاس و پاپ [10] باروش عددی بـه مطالعـهٔ جریـان پایـای جابـه‌جـایی آزاد در محفظـهٔ مسـتطیلی متخلخل همگن پرداخته شده است و از معادلـه تکانـه دارسی برای تحلیل جریان استفاده شده است. در مقاله هوس و همکاران [11] در مورد توزیـع تعـدادی مـاده جامد مربعی شکل در مرکز یک محفظه بسته همراه بـا جریان آرام ناشی از نیروهای حجمی بحث شده است. هندسه مورد بحث این مقاله محفظه‌ای شامل یک مـانع در مرکز آن اسـت. در مقالـهٔ مـریخ و محمـد [12] بـه بررسی محفظه ای با چند مانع جامد که در آنهـا تولیـد انرژی صورت می‌گیرد پرداختـه شـده اسـت. راجـی و همکاران [13] در مقاله خود انتقال حرارت جابه‌جـایی آزاد در یک محفظه مربعی با دیواره‌های عمودی گرم و سرد و دیواره‌های افقی آدیاباتیک را بررسی کـرده انـد که حاوی یکسری بلوک در داخل خود است. با تغییـر عواملی چون عـدد رایلـی، ضـریب رسـانش حرارتـی بلوک ها و تعداد آنها به این نتیجه رسیده اند که انتقـال حرارت با افزایش تعداد بلوک هـا و ضـریب رسـانش حرارتی آنها کاهش می‌یابد. شیخ‌زاده و همکـاران [14] به‌صورت عددی در یک محفظه مربعـی حـاوی هـوا و یک بلوک مربعی داغ، عدد ناسلت ناشی از جابه‌جـایی آزاد، را با درنظر گـرفتن اثـرات عـدد رایلـی و نسـبت شناوری بررسی نموده است.

در مقالهٔ حاضر انتقال حرارت جابـه‌جـایی آزاد در یک محفظه بسته حاوی هـوا بررسـی شـده اسـت. در داخل این محفظه مربعی شکل تعدادی مانع با رسانایی حرارتی وجود دارد. هدف از این مقاله یافتن روش‌های ممکن برای بهبود انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در این محفظه با استفاده از تغییر پـارامترهـای مهـم در انتقـال حرارت آن است. از جمله این پارامترها، تعداد، انـدازه و نحوهٔ چینش منظم بلوک‌ها، نسـبت تخلخـل و عـدد رایلی می‌باشد. ابتدا به بیان جزییات هندسـه و فیزیـک مسئله پرداخته خواهد شد. پـس از آن، بـه بیـان روش حل عددی پرداخته می‌شود. سپس نتایج به‌دست آمـده برای یک محفظه خالی با نتایج موجود معتبرسازی شده و مسئله با وجود موانع مختلف مـدل‌سـازی و تحلیـل

خواهد شد. در پایان، به یک نتیجه‌گیری کلی در مورد مسئلهٔ حاضر خواهیم رسید.

بیان جزئیات هندسه و روش

محفظهٔ مورد بررسی در این مقاله، مربعی به ضلع H است. اگر یک مربع کوچک‌تر فرضی در داخل این محفظه به‌ضلع A درنظر بگیریم، تمامی موانع که دارای رسانایی حرارت هستند در داخل این مربع فرضی قرار دارند و مرکز مربع فرضی در مرکز محفظه قرار می‌گیرد. از این پس منظور از «نسبت طول» عبارت L=A/H است. مطابق شکل (۱) چینش موانع در داخل مربع کوچک‌تر به‌صورت پریودیک و مشابه یک ماتریس مربعی می‌باشد. موانع داخل محفظه نیز مربعی و همگی دارای اندازهٔ یکسان می‌باشند. اندازهٔ ضلع موانع را d درنظر می‌گیریم. طول H برابر با واحد درنظر گرفته شده است. نسبت تخلخل نیز برحسب تعداد موانع داخل محفظه، اندازهٔ ضلع آنها و پارامتر A تعیین می‌شود. نسبت تخلخل با ε نشان داده می‌شود که $\varepsilon = 1 - n \times (d/A)^2$ است. در شکل (۱) مسئلهٔ موردمطالعه نشان داده شده است که T_h دمای دیوار گرم و T_c دمای دیوار سرد می‌باشد. x مؤلفهٔ افقی و y مؤلفهٔ عمودی طول است. ویژگی‌های موردبررسی در این محفظه عدد رایلی، نسبت تخلخل، نسبت طول و تعداد موانع هستند. انتقال حرارت ضمن تغییرات این پارامترها بررسی خواهد شد. نسبت تخلخل در داخل محفظه در محدودهٔ ۰/۵۱، ۰/۷۵ و ۰/۸۴ بررسی می‌شود. نسبت طول از ۰/۵ تا ۰/۹ تغییر می‌کند و تعداد موانع ٤ و ۹ عدد هستند. برای عدد رایلی نیز اعداد 10^4، 10^5 و 10^6 درنظر گرفته می‌شوند. رسانایی حرارتی موانع نیز ۱۰ برابر رسانایی حرارتی سیال درنظر گرفته شده است.



شکل ۱ نمایش محفظهٔ دارای موانع مربعی

معادلات حاکم

در این بخش معادلات حاکم بر انتقال حرارت در محفظهٔ بسته و باوجود جابه‌جایی طبیعی بیان خواهد شد. بنا به رابطهٔ (۱) و همان‌گونه که در شکل نشان داده شده است، دیوارهای بالا و پایین عایق درنظر گرفته شده‌اند.

$$\left.\frac{\partial T}{\partial y}\right|_{wall,up\&down} = 0 \qquad (۱)$$

دمای دیوارهای چپ و راست نیز ثابت می‌باشند. عدد پرانتل ۰/۷۱ است و جریان سیال در حالت دوبعدی، آرام و پایا فرض شده است. معادلهٔ پیوستگی در دو بعد به‌صورت معادلهٔ (۲) است.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \qquad (۲)$$

در این رابطه، u و v سرعت‌های سیال در راستای x و y هستند. معادلات تکانه نیز به‌صورت (۳ و ٤) بیان می‌شوند.

$$u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \upsilon\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \qquad (۳)$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y} + \upsilon\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) + g\beta\Delta T \qquad (٤)$$

که ρ چگالی و p فشار سیال است. معادلهٔ انرژی در فاز سیال نیز به‌صورت (۵) خواهد بود.

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\alpha\nabla^2 T \quad (5)$$

معادلات انرژی در فاز جامد محفظه نیز به‌صورت زیرخواهد بود.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}=0 \quad (6)$$

در محفظهٔ مورد بحث تولید حرارت حجمی وجود ندارد و انتقال حرارت به‌صورت پایا است. اعداد و پارامترهای بدون بعد به‌صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$\theta=(T-T_c)/(T_h-T_c) \qquad x^*=x/H$$
$$a=g\beta H^3\Delta T/\nu\alpha, \quad \Pr=\nu/\alpha \quad Nu=\left.\frac{\partial\theta}{\partial x^*}\right|_{wall} \quad (7)$$

که در این روابط، Ra عدد رایلی، g شتاب جاذبهٔ زمین، β ضریب انبساط حجمی، ν لزجت سینماتیک سیال و α ضریب نفوذ گرمایی سیال است. T نشان‌دهندهٔ دماست. اختلاف دما در معادلات با ΔT نمایش داده شده است و T_h دمای دیوار گرم و T_c دمای دیوار سرد می‌باشد. θ دمای بی‌بعد هرنقطه از محفظه را نشان می‌دهد. نماد مؤلفهٔ افقی طول x است که حالت بی‌بعد آن به‌صورت x^* می‌باشد. درنهایت عدد ناسلت محلی را با Nu نشان می‌دهیم.

حل عددی

نتایج به‌دست آمده در این مقاله برای انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در محفظهٔ حاوی سیال هوا به‌عنوان سیال عامل، حاصل از حل عددی است که بااستفاده‌از روش حجم محدود به‌دست آمده است. بااستفاده‌از معادلهٔ پیوستگی، معادلهٔ تصحیح فشار بااستفاده‌از الگوریتم سیمپل استخراج می‌شود و تمامی معادلات در حالت پایا و دو بعدی بررسی می‌شوند. برای مدل‌سازی جابه‌جایی طبیعی از فرض بوزینسک استفاده می‌شود. در گسسته‌سازی معادلات از طرح آپ‌ویند (Upwind) مرتبه‌دوم به‌عنوان یک روش مرتبه‌بالا استفاده شده است. روش حل حجم محدود نیاز به شبکه‌بندی ناحیهٔ محاسباتی دارد. این شبکه هرچه دقیق‌تر تولید شود، نتایج بهتر و دقیق‌تری حاصل می‌شود. البته بنا به اهمیت و میزان دقتی که لازم است باید شبکه را ریز نمود چراکه هرچه دقت بیشتر شود زمان موردنیاز برای حل و هم‌گرایی افزایش می‌یابد. می‌توان عدد ناسلت را در هر نقطه از دیوار گرم بااستفاده‌از گره مجاور آن و هم‌چنین استفاده از معادله (۱۰) به‌دست آورد. به‌منظور افزایش دقت، به‌کار بردن پنج نقطه (سلول) در مجاورت دیوار مناسب‌تر است. روش به‌کار برده‌شده برای حل معادلات حاکم، روش عددی حجم محدود است. برای اعتبارسنجی حل عددی، معادلات حاکم بر مسئله در یک محفظهٔ خالی از مانع حل شده است. دیکسیت و بابو [15] در مقالهٔ خود انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد را در یک محفظهٔ خالی بررسی نموده و ناسلت به‌دست آمده برای دیوار گرم را گزارش کرده‌اند. با به‌دست آوردن عدد ناسلت در دیوار گرم این محفظه و مقایسهٔ آن با نتایج به‌دست آمده از روش دیکسیت و بابو می‌توان از درستی روش آگاه شد. اعداد به‌دست آمده از روش عددی در این مقاله به‌همراه اعداد به‌دست آمده از بررسی‌های دیکسیت و بابو و درصد تفاوت آنها در جدول (۱) گزارش شده است. عدد ناسلت برروی دیوار گرم (دیوار سمت چپ) در چهار رایلی $۱۰^۳$، $۱۰^٤$، $۱۰^۵$ و $۱۰^٦$ به‌دست آمده و مقایسه شده‌اند. طبق داده‌های نمایش داده‌شده در این جدول، بیشترین درصد خطا مربوط به رایلی $۱۰^٦$ می‌باشد که ۳/۸۸ درصد است و نشان دهندهٔ درستی روش و تطابق خوب آن با

تحقیقات قبلی است. کلیهٔ نتایج به‌دست آمده در این مقاله در شبکه بندی مربعی با اندازهٔ المان ۰/۰۱ بی‌بعد، است. این اندازه شبکه هم ازنظر دقت و هم ازنظر هزینهٔ حل مناسب است. عدد ناسلت برای یک محفظهٔ حاوی چهار بلوک منظم با نسبت طول ۰/۵، نسبت تخلخل ۰/۵۱ و عدد رایلی 10^{4} در اندازه المان ۰/۰۱ و ۰/۰۰۵ محاسبه شد و عدد ناسلت در حالت ۰/۰۱ تا ۰/۰۰۵ تنها ۱/٤ درصد خطا دارد. لذا اندازهٔ المان ۰/۰۱ در کل مقاله پیاده‌سازی شد. ازجمله خطاهایی که در این حل ممکن است پیش آید تولید شبکهٔ ضعیف به‌خاطر نزدیکی بلوک‌ها به همدیگر در بعضی حالت‌ها می‌باشد. برای این منظور باید شبکه‌های مختلفی بررسی شود تا منظم‌ترین آنها پیدا شود.

نتایج به‌دست آمده از حل عددی

در این بخش به بیان کلیهٔ نتایج و اعداد به‌دست آمده از حل عددی، کانتورهای دمای بی‌بعد و خطوط جریان و هم‌چنین تحلیل این اعداد پرداخته می‌شود. تمامی نتایج به‌دست آمده در این تحقیق به‌صورت کمی و در یک نگاه در جدول‌های (۲، ۳ و ٤) در سه عدد رایلی، سه نسبت تخلخل، پنج نسبت طول و در تعداد مانع ٤ و ۹ آورده شده است.

جدول ۱ مقایسهٔ عدد ناسلت در کار حاضر و دیکسیت و بابو [15]

	عدد ناسلت		
عدد رایلی	دیکسیت و بابو [15]	در این مقاله	تفاوت%
10^{3}	۱/۱۲۱	۱/۱۳۰	۰/۸٤
10^{4}	۲/۲۸٦	۲/۲٦۷	۰/۸
10^{5}	٤/۵٤٦۳	٤/۵۷۸۱	۰/۷
10^{6}	۸/٦۵۲	۸/۹۸۸	۳/۸۸

جدول ۲ اعداد ناسلت روی دیوار گرم در نسبت تخلخل ۰/۵۱

		رایلی		
نسبت طول	تعداد مانع	10^{4}	10^{5}	10^{6}
۰/۵	٤	۱/۹۲۳۸	٤/٤۹۰۷	۸/۸۱۸۳
	۹	۱/۸۸۱۸	٤/٤۸۸۱	۸/۸۳۰۰
۰/٦	٤	۱/۷۷۲۸	٤/۳۹۷۰	۸/۷۷۹۹
	۹	۱/۷۱٤۳	٤/۳۵٤۹	۸/۷۹۹۰
۰/۷	٤	۱/۷۰۳٦	٤/۱٤۱۰	۸/۷۳۸۰
	۹	۱/٦۵۳۷	۳/۹۹۳۲	۸/۷٤۸٤
۰/۸	٤	۱/۷۸۸۹	۳/۵٦۵۸	۸/٦۱٦۱
	۹	۱/۷٦۱٦	۳/۲۰۲٦	۸/۵۲۷۳
۰/۹	٤	۲/۰۲۷٤	۲/۷۷٤۰	۸/۰۵٤۳
	۹	۲/۰۱٦۷	۲/٤۱۳۰	۷/۳۹۸۱

جدول ۳ اعداد ناسلت روی دیوار گرم در نسبت تخلخل ۰/۷۵

		رایلی		
نسبت طول	تعداد مانع	10^{4}	10^{5}	10^{6}
۰/۵	٤	۲/۰٤۵۳	٤/۵٤٦٤	۸/۹۰۰۹
	۹	۱/۹۷۷۵	٤/۵٤۸۱	۸/۹۰۵۹
۰/٦	٤	۱/۸۹۹٦	٤/۵۱۹٤	۸/۸۷۵٤
	۹	۱/۷۸۵۷	٤/٤۹۸۳	۸/۸۹۰۸
۰/۷	٤	۱/۷۳۲۳	٤/٤٤٤۹	۸/۸٦۱۵
	۹	۱/۵۸۹۰	٤/۳٤۲۵	۸/۸۷۸۷
۰/۸	٤	۱/۵۹۵۲	٤/۲۵۱۳	۸/۸٤۲٤
	۹	۱/٤۷۳۷	۳/۹۳۸۳	۸/۸۲۷۳
۰/۹	٤	۱/۵٤٦۲	۳/۸۱۹۲	۸/۷۷٦٤
	۹	۱/٤۷۹٤	۳/۱٦٦۳	۸/۵۸٦۷

بررسی تغییرات نسبت تخلخل. در این قسمت، تغییرات نسبت تخلخل در رایلی 10^{6}، تعداد مانع ٤ و نسبت طول ۰/۸ بررسی می‌شود. باافزایش نسبت تخلخل، عدد ناسلت روی دیوار محفظه افزایش می‌یابد که نشان از افزایش انتقال حرارت در محفظه است. باافزایش نسبت تخلخل، موانع کوچک‌تر می‌شوند. در

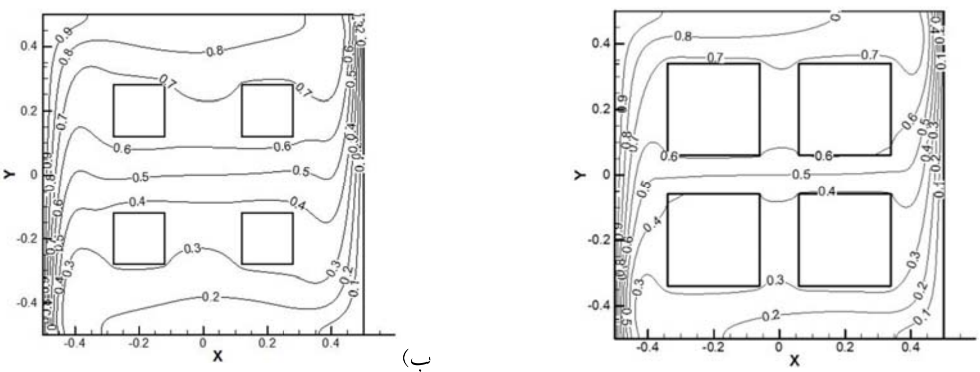
این حالت، جریان سیال میان دو دیوار سرد و گرم راحت‌تر برقرار می‌شود و انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد نیز افزایش می‌یابد.

جدول ٤ اعداد ناسلت روی دیوار گرم در نسبت تخلخل ۰/۸٤

نسبت طول	تعداد مانع	رایلی ۱۰^٤	رایلی ۱۰^٥	رایلی ۱۰^٦
۰/٥	٤	۲/۱۰۰۱	٤/٥٦۳۸	۸/۹۳۱۷
	۹	۲/۰۲٦۷	٤/٥٦۷۸	۸/۹۳٤۳
۰/٦	٤	۱/۹۸۲۰	٤/٥٥۲۸	۸/۹۱۲۹
	۹	۱/۸٥۱٥	٤/٥٤۱۳	۸/۹۲٥٥
۰/۷	٤	۱/۸۲۷۹	٤/٥۱۹٥	۸/۹۰۳۷
	۹	۱/٦٤۱۷	٤/٤٥۰۱	۸/۹۲۳٦
۰/۸	٤	۱/٦٦۱۳	٤/٤۲۸٦	۸/۹۰۱۲
	۹	۱/٤٦٥٦	٤/۲۰٤۹	۸/۹۰۰۹
۰/۹	٤	۱/٥۲۹۷	٤/۲۱۲۱	۸/۸۸٤۷
	۹	۱/۳۸٥۲	۳/٦۸٦۹	۸/۷۸٦٦

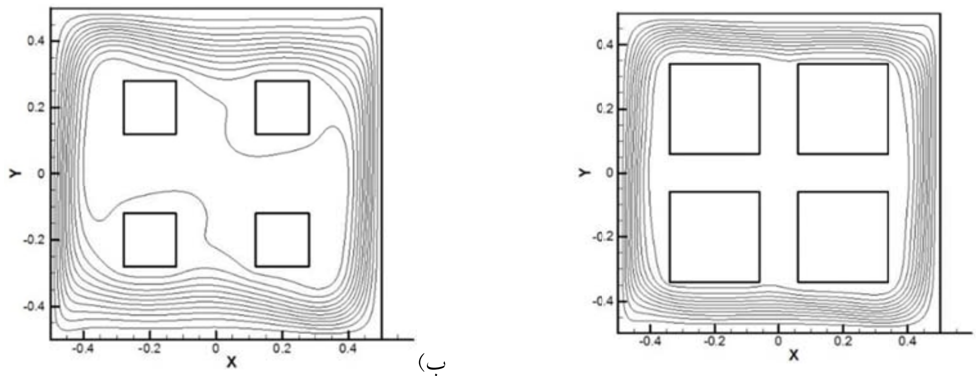
همان‌طور که در شکل (۲) دیده می‌شود، در نسبت تخلخل ۰/٥۱ موانع به‌اندازه‌ای بزرگ هستند که دربرابر حرکت سیال از سمت دیوار گرم به‌سمت دیوار سرد مقاومت ایجاد می‌کند و همین تغییر در حرکت سیال، مانع افزایش نرخ انتقال حرارت می‌شود. در نسبت تخلخل ۰/۸٤ به‌علت کوچک‌تر بودن موانع (درمقایسه‌با حالت نسبت تخلخل ۰/٥۱)، مقاومت دربرابر حرکت کمتر است لذا عدد ناسلت نیز افزایش یافته است.

باتوجه‌به شکل (۳) مشاهده می‌شود که به‌علت بزرگی موانع در نسبت تخلخل ۰/٥۱ نسبت به ۰/۸٤ و نزدیک بودن موانع به یکدیگر و هم‌چنین به دیوار، خطوط جریان به داخل موانع نفوذ قابل‌توجهی نکرده و چرخش سیال در اطراف آنها اتفاق افتاده است. می‌توان به‌راحتی مشاهده کرد که خطوط جریان به‌علت فاصلهٔ بیشتر موانع از هم در حالت نسبت تخلخل ۰/۸٤، به داخل موانع نفوذ کرده است که نقش مهمی را در انتقال حرارت به‌عهده دارد. در شکل (٤) اثر تغییرات نسبت تخلخل بر عدد ناسلت در سه عدد رایلی مختلف و تعداد موانع مختلف نشان داده شده است. از بررسی این نمودارها به این نتیجه می‌رسیم که تغییرات عدد ناسلت برحسب نسبت تخلخل برای نسبت طول ۰/٥ چه در تعداد ٤ و چه در ۹ مانع بسیار اندک است و نمودار تغییرات تقریباً یک خط افقی است. حال آنکه برای نسبت طول ۰/۸، در عدد رایلی $۱۰^{٥}$ روند صعودی و در عدد رایلی $۱۰^{٤}$ روند نزولی عدد ناسلت برروی دیوار گرم مشاهده می‌شود.



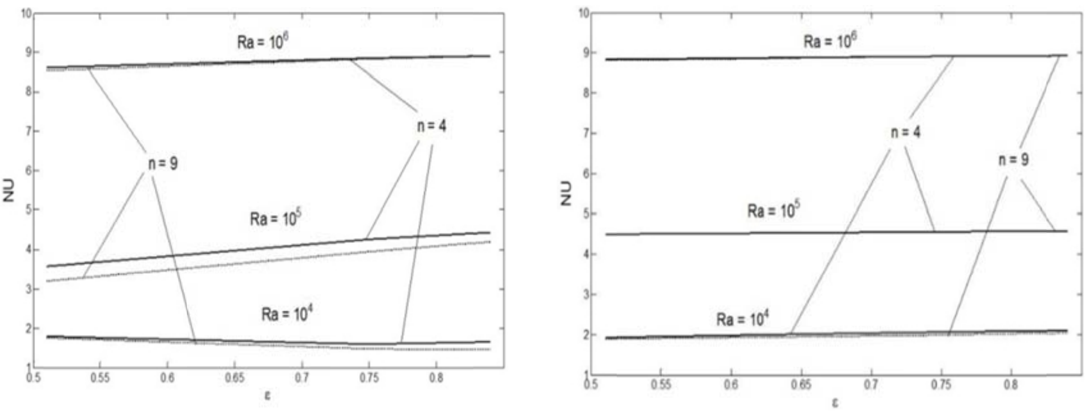
ب) الف)

شکل ۲ نمای خطوط دمای بی‌بعد ثابت محفظه با چهار مانع، رایلی ۱۰٦، نسبت طول ۰/۸، (الف) در نسبت تخلخل ۰/٥۱ و (ب) در نسبت تخلخل ۰/۸٤



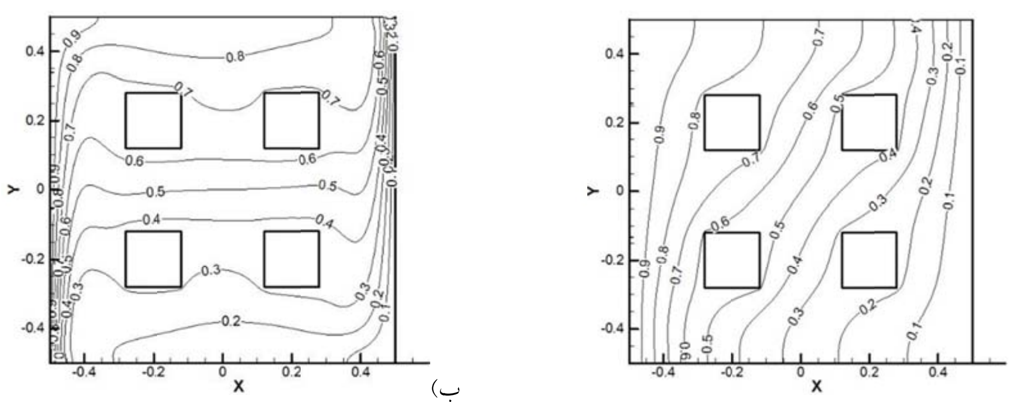
الف) ب)

شکل ۳ نمای خطوط جریان محفظه با چهار مانع، رایلی ۱۰٦، نسبت طول ۰/۸،
(الف) در نسبت تخلخل ۰/۵۱ و (ب) در نسبت تخلخل ۰/۸٤



الف) ب)

شکل ٤ نمودار تغییرات عدد ناسلت برحسب نسبت تخلخل و در اعداد رایلی مختلف برای ٤ و ۹ مانع،
در سه عدد رایلی و الف) نسبت طول ۰/۸، (ب) نسبت طول ۰/۵.



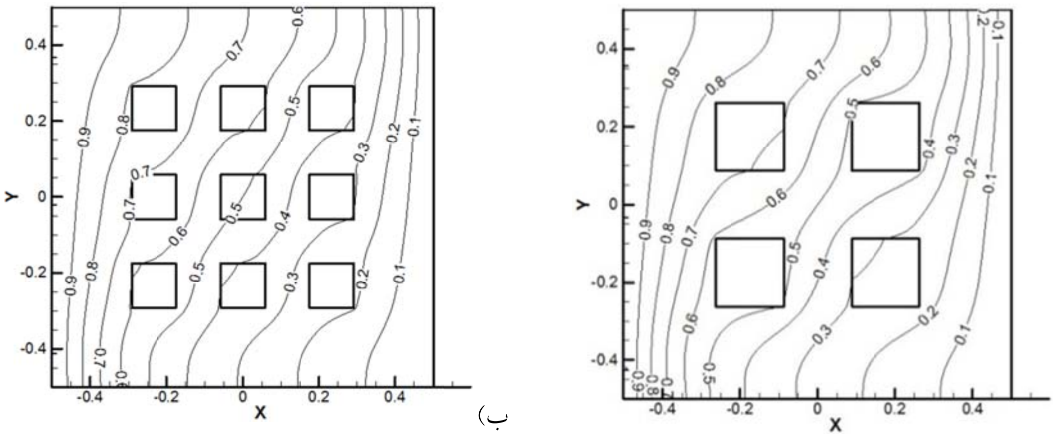
الف) ب)

شکل ۵ نمای خطوط دمای بی‌بعد ثابت محفظه با چهار مانع، نسبت تخلخل ۰/۸٤، نسبت طول ۰/۸،
(الف)عدد رایلی۱۰٤ و (ب) عدد رایلی ۱۰٦

بررسی تغییرات عدد رایلی. برای بررسی اثر تغییر عدد رایلی بر عدد ناسلت نیز مانند حالت قبل سایر پارامترها باید ثابت فرض شوند لذا نسبت تخلخل ۰/۸٤، نسبت طول ۰/۸ و تعداد بلوک ٤ درنظر گرفته می‌شوند. آنچه از تغییرات عدد رایلی از 10^4 تا 10^6 به‌دست آمده این است که عدد ناسلت باافزایش عدد رایلی افزایش چشم‌گیری داشته است. افزایش عدد رایلی، افزایش شدید عدد ناسلت را به‌همراه دارد. عدد ناسلت برای عدد رایلی 10^4 و 10^6 به‌ترتیب اعداد ۱/٦٦۱۳ و ۸/۹۰۱۲ به‌دست آمده است که حاکی از افزایش آزادی حرکت سیال با زیاد شدن عدد رایلی در محفظه می‌باشد. طبق شکل (۵) در عدد رایلی 10^4 به‌علت حرکت آرام سیال میان دو دیوار گرم و سرد، انتقال حرارت هدایت خود را در محفظه نشان داده است و شیب خطوط دماثابت نمایان می‌شود. حال آنکه در رایلی 10^6 این‌گونه نیست و خطوط دماثابت در میانهٔ محفظه افقی‌اند و نشان از زیاد بودن انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در آن، نسبت به رایلی 10^4 دارند. فشردگی خطوط در نزدیکی دیوارهٔ گرم در رایلی 10^6 نیز گویای این موضوع است.

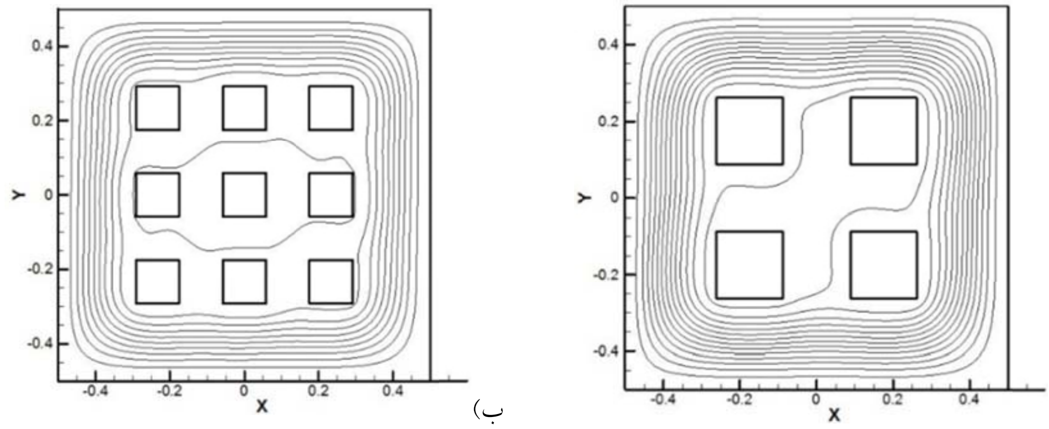
بررسی تغییرات تعداد موانع. باتوجه‌به اعداد به‌دست آمده از حل عددی، عدد ناسلت طی تغییرات تعداد موانع، در اعداد رایلی پایین اثر بیشتری درمقایسه‌با اعداد رایلی بالاتر دارد. به‌طور مثال در نسبت تخلخل ۰/۷۵، نسبت طول ۰/۷ و در عدد رایلی 10^4 به ازای چهار مانع، عدد ناسلت ۱/۷۳۲۳ است در حالی‌که به‌ازای ۹ مانع با کاهش ۸/۲۷ درصدی برابر ۱/۵۸۹۰ شده است. باید توجه شود که این درصد تحت همین شرایط ولی با عدد رایلی 10^6، حدود ۰/۱۹۳ درصد است که قابل‌ملاحظه نیست. این مقایسه حاکی از اهمیت تغییر تعداد موانع در اعداد رایلی پایین است. چنان‌که قبلاً نیز ذکر گردید، در اعداد رایلی پایین اثر رسانش حرارتی بیشتر از رایلی‌های بالا خود را نشان می‌دهد لذا باافزایش عوامل تقویت‌کنندهٔ رسانش، نرخ انتقال حرارت در محفظه افزایش می‌یابد. نکتهٔ جالب اینجاست که در یک نسبت تخلخل ثابت، جمع کل مساحت بلوک‌های جامد نیز ثابت می‌ماند لذا تغییر مساحت بلوک‌های جامد نمی‌تواند دلیل رفتار کنونی محفظه باشد. ولی با کمی دقت این نکته آشکار می‌شود که در حالت ۹ مانع، جداافتادگی میان موانع (قسمت‌های جامد و عامل مهم رسانش) بیشتر شده است. لذا همین عامل موجب اختلال در امر رسانش در محفظه می‌باشد به‌علاوه، پخش شدن موانع جلوی پخش منظم خطوط جریان را می‌گیرد که اثر مستقیم بر جابه‌جایی آزاد در محفظه خواهد داشت. شکل‌های (٦ و ۷) به‌ترتیب خطوط دماثابت و خطوط جریان را در محفظهٔ متخلخل حاوی ٤ و ۹ بلوک در نسبت تخلخل ۰/۷۵ و نسبت طول ۰/۷ نشان می‌دهد.

بررسی تغییرات نسبت طول. در بررسی اثر تغییرات نسبت طول بر عدد ناسلت، رایلی 10^6، نسبت تخلخل ۰/۸٤ و تعداد موانع ٤ درنظر گرفته شده است. نسبت طول از ۰/۵ تا ۰/۹ تغییر می‌کند. نتیجهٔ به‌دست آمده از تحلیل اعداد ناسلت این است که عدد ناسلت درطی افزایش نسبت طول کاهش می‌یابد. آنچه از شکل (۸) مربوط به خطوط دماثابت برای تغییرات نسبت طول به‌دست می‌آید این است که باافزایش نسبت طول ابعاد موانع بزرگ‌تر می‌شوند و فضای خالی برای جریان سیال کمتر می‌شود. به‌علاوه موانع از هم دور و به دیوارها نزدیک‌تر می‌شوند و از آنجا که شروع جابه‌جایی آزاد از کنار دیوار است و به‌سمت داخل کشیده می‌شود، در همان ابتدای راه با موانع بزرگ مواجه می‌شود و انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد کمتر می‌شود. درازای رایلی 10^4 این کاهش، از نسبت طول ۰/۵ تا ۰/۹ به ۹ درصد نیز می‌رسد.



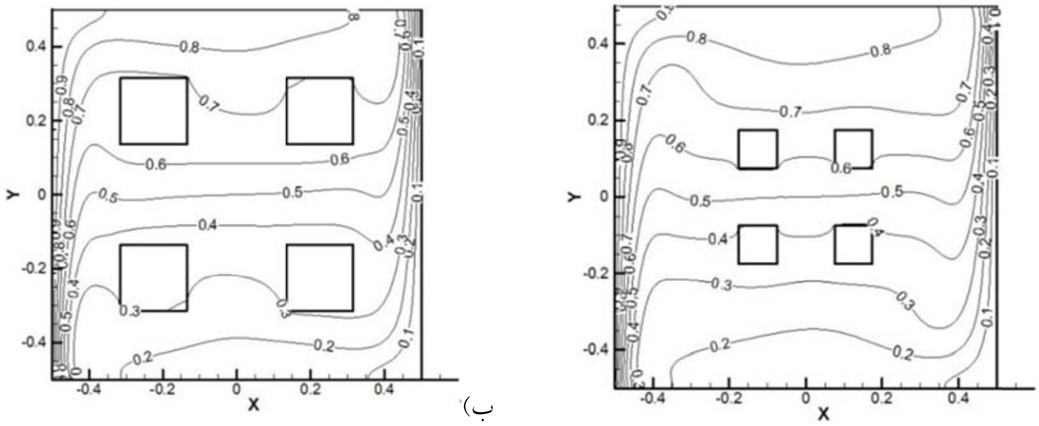
الف)   ب)

شکل ٦ نمای خطوط دمای بی‌بعد ثابت محفظه با عدد رایلی $۱۰^{٤}$، نسبت تخلخل ۰/۷۵، نسبت طول ۰/۷، (الف) حالت ٤ مانع و (ب) حالت ۹ مانع



الف)   ب)

شکل ۷ نمای خطوط جریان محفظه با نسبت تخلخل ۰/۷۵چهار مانع، رایلی $۱۰^{٤}$، نسبت طول ۰/۷، (الف) در تعداد مانع ٤ و (ب) در تعداد مانع ۹



الف)   ب)

شکل ۸ نمای خطوط دمای بی‌بعد ثابت محفظه با عدد رایلی $۱۰^{٦}$، حالت ٤ مانع و نسبت تخلخل ۰/۸٤، (الف) نسبت طول ۰/۵ و (ب) نسبت طول ۰/۹

روند کاهشی عدد ناسلت درازای افزایش نسبت طول در اکثر موارد صادق است مگر در اندک مواردی که خلاف این رفتار در محفظه مشاهده می‌شود. برای مثال در نسبت تخلخل ۰/۵۱ و عدد رایلی 10^4روند تغییرات عدد ناسلت فقط کاهشی نیست و از قسمتی به بعد دوباره افزایش می‌یابد. تغییر نسبت طول از ۰/۵ تا ۰/۹، افزایش اندازهٔ بلوک‌های جامد در محفظه و تغییر فضای میان آنها را به‌دنبال دارد. این تغییر فضا اثر مستقیم بر جابه‌جایی آزاد در محفظه دارد. در بیان عوامل کاهش نرخ انتقال حرارت در محفظه می‌توان گفت، بلوک‌ها ضمن افزایش اندازه به دیوارها نزدیک‌تر می‌شوند که این خود مانع تشکیل فراگیرتر خطوط جریان است.

نتیجه‌گیری

جریان سیال و انتقال حرارت جابه‌جایی آزاد در یک محفظهٔ بسته، باوجود موانع مربعی دارای رسانایی گرمایی موردبررسی قرار گرفت. برای حل معادلات، از روش حجم محدود استفاده شد. تغییرات عدد ناسلت میانگین روی دیوارهای سرد و گرم برحسب تغییر نسبت تخلخل، نسبت طول بلوک متخلخل، تعداد مانع و عدد رایلی بررسی شد. بیشترین تغییرات در عدد ناسلت و متناسب با آن در نرخ انتقال حرارت در محفظه، به عدد رایلی مربوط می‌شد که با زیاد شدن آن انتقال حرارت در محفظه افزایش می‌یافت چنانکه به‌طور مثال مشاهده شد در نسبت طول ۰/۵، تعداد بلوک ٤ و نسبت تخلخل ۰/۵۱ به‌ازای عدد رایلی 10^4، 10^5 و 10^6 عدد ناسلت به‌صورت ۱/۹۲۳۸، ٤/٤۹۰۷ و ۸/۸۱۸۳ افزایش یافت. درصد تغییرات عدد ناسلت در محفظه، به‌ازای تغییر نسبت طول، در رایلی‌های بالا چشم‌گیر نیست، اما در عدد رایلی‌های پایین قابل صرف‌نظر کردن نیست؛ به‌طور مثال در نسبت طول ۰/۹ و در عدد رایلی 10^4 عدد ناسلت از نسبت تخلخل ۰/۵۱ تا ۰/۷۵، ٢٦ درصد کاهش می‌یابد و یا با تغییر نسبت طول از ۰/۵ تا ۰/۹ در همین عدد رایلی، عدد ناسلت ۷ درصد افزایش می‌یابد. قابل ذکر است که عمدتاً باافزایش تعداد موانع، عدد ناسلت کاهش یافته است. بالاترین نرخ انتقال حرارت در محفظه و روی دیوارهای سرد و گرم در نسبت تخلخل ۰/۸٤، نسبت طول ۰/۵، عدد رایلی 10^6 و تعداد مانع ۹ ایجاد می‌شود که عدد ناسلت در این حالت ۸/۹۳٤۳ می‌باشد.

علائم

دمای دیوار گرم	T_h
مکان درجهت افقی	x
مؤلفهٔ بی‌بعد x	x^*
مکان درجهت عمودی	y
مؤلفهٔ بی بعد y	y^*
فشار	p
چگالی	ρ
ضریب انبساط حجمی	β
دمای بی‌بعد	θ
ضریب نفوذ گرمایی	α
اندازهٔ ضلع فضای مربعی دربرگیرندهٔ موانع	A
اندازهٔ ضلع موانع مربعی	d
شتاب گرانش	g
ضلع محفظه	H
تعداد موانع	n
عدد ناسلت	Nu
سرعت درجهت x	u
سرعت درجهت y	v
دما	T
دمای دیوار سرد	T_c

مراجع

1. Refai, A.G. and Yovanovich, M.M., "Influence of Discrete Heat Source Location on Natural Convection Heat Transfer in a Vertical Square Enclosure", *J. Electron. Packag*., Vol. 113, pp.268-274, (1991).
2. Nelson, J.E.B., Balakrishnan, A. R and Murthy, S.S., "Experiments on stratified chilled water tanks", *Int. J. Refrig*, Vol. 22, pp. 216-234, (1999).
3. De Vahl Davis, G., "Natural convection in a square cavity: A bench mark numerical solution", *Int. J. Numer. Methods Fluids*, Vol. 3, pp. 249–264, (1983).
4. Walker, K.L. and Homsy, G.M., "Convection in porous cavity", *J. Fluid Mech.*, Vol. 87, pp. 449–474, (1978).
5. Bejan, A., "On the boundary layer regime in a vertical enclosure filled with a porous medium", *Lett. Heat Mass Transfer*, Vol. 6, pp. 93–102, (1979).
6. Prasad, V. and Kulacki, F.A., "Convective heat transfer in a rectangular porous cavity-effect of aspect ratio on flow structure and heat transfer", *J. Heat Transfer*, Vol. 106, pp. 158–165, (1984).
7. Beckermann, C., Viskanta, R. and Ramadhyani, S., "A numerical study of non-Darcian natural convection in a vertical enclosure filled with a porous medium, Numer", *Heat Transfer*, Vol. 10, pp. 557–570, (1986).
8. Baytas, A.C., "Entropy generation for natural convection in an inclined porous cavity", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 43, pp. 2089-2099, (2000).
9. Moya, S.L., Ramos, E. and Sen, M., "Numerical study of natural convection in a tilted rectangular porous material", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 30, pp.741–756, (1987).
10. Baytas, A.C., Pop, I., "Free convection in oblique enclosures filled with a porous medium", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 1047–1057, (1999).
11. House, J.M., Beckermann, C. and Smith, T.F., "Effect of acentered conducting body on natural heat transfer in aenclosure, Numer", *Heat Transfer A*, Vol. 18, pp. 213–225, (1990).
12. Merrikh, A.A., Mohamad, A.A., "Blockage effects in naturalconvection in differentially heated enclosures", *J. Enhanced Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 55–72, (2001).
13. Raji, A., Hasnaoui, M., Naïmi, M., Slimani, K. and Ouazzani, M.T., "Experimental and numerical study of heat and moisture transfers by natural convection in a cavity filled with solid obstacles", Comput. Fluids, Vol. 68, pp. 1–15, (2012).
14. Sheikhzadeha, G.A., Heydaria, R., Hajialigola, N. and Fattahia, A., "Heat and mass transfer by natural convection around a hot body in a rectangular cavity", *Mechanical Engineering*, Vol. 20, pp. 1474-1484, (2013).
15. Dixit, H.N. and Babu, V., "Simulation of high Rayleigh number natural convection in a square cavity using the lattice Boltzmann method", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 49, pp. 727–739, (2006).